

新型馈能型悬架及其工作原理*

陈士安 何 仁 陆森林

(江苏大学汽车与交通工程学院 镇江 212013)

摘要: 为回收汽车悬架间被减振器消耗的振动能量, 提出一种集减振与回收振动能量功能于一体的新型馈能型悬架, 并研究该新型馈能型悬架的工作原理。首先对馈能型悬架的关键部件——馈能装置的力学特性进行理论分析与试验测定。通过解析馈能装置作用在簧载质量上的馈能阻尼力得知: 馈能装置的力学特性由其结构确定的粘性阻尼参数和类似库伦阻尼参数体现。进而建立馈能型悬架的动力学模型, 并在汽车以 72 km/h 的速度行驶于 C 级路面的随机输入条件下对其进行数值仿真。仿真结果显示: 馈能型悬架吸收发动机的平均功率略小于被动悬架, 但有高达 84% 的吸收功率被馈能装置回收; 馈能型悬架的使用性能也明显优于被动悬架, 说明使用馈能型悬架来改善汽车的行驶平顺性和燃油经济性在理论上是可行的。

关键词: 汽车 悬架 馈能型悬架 力学特性 数值仿真

中图分类号: U463.33

0 前言

悬架是汽车重要的结构与功能部件, 对汽车的性能影响重大。目前国内外汽车上使用的主要是传统的被动悬架, 此外, 悬架研究的热点还包括半主动悬架^[1]、空气弹簧悬架^[2]和主动悬架^[3]。通常的半主动悬架通过实时可调的阻尼元件消耗悬架间的振动能量来实现减振。空气弹簧悬架实际上是一种采用非线性变刚度弹簧技术的被动悬架, 它带有压缩空气供给装置, 能根据汽车载重量的变化改变空气弹簧的刚度, 可维持悬架系统的固有振动频率几乎不变, 车身的高度(或静挠度)基本不变, 因此它的空载和满载行驶平顺性都比较好。主动悬架是含有一个有源可控元件组成的闭环或开环控制系统的悬架装置, 根据汽车的运动状态及外部输入做出反应, 来抑制车身振动、车轮动载荷、悬架动挠度和调整车身姿势, 使汽车获得最佳的行驶状态。

面对世界石油资源日益枯竭及原油价格持续飞涨, 为了改变传统被动悬架和半主动悬架不能对汽车车轴与簧载质量之间被减振器白白消耗掉的振动能量进行回收, 且空气弹簧悬架和主动悬架还必须更多地消耗发动机功率的现状, 这里首次提出一种集减振与回收振动能量功能于一体的新型馈能型悬架, 从悬架技术的角度探索改善汽车的燃油经济性的新途径。

1 馈能型悬架的工作原理

图 1 是一种具有双腔馈能能力的馈能型悬架的工作原理图。小功率液压增压包被用来克服单向阀的开启压力和提高馈能液压缸的进油效率, 从而消除液压油的不可压缩性对馈能阻尼力 F_f 产生不确定性的影响。

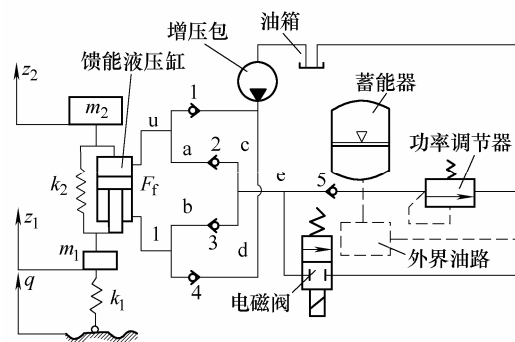


图 1 馈能型悬架的工作原理图

- m_1, m_2 ——车轴质量与簧载质量
- k_1, k_2 ——轮胎等效刚度与弹性元件刚度
- z_1, z_2 ——车轴位移与簧载质量位移
- q ——路面激励
- 1, 2, 3, 4, 5——单向阀

以上腔馈能为例, 馈能型悬架中的关键部件——馈能装置回收能量的实现包括两个过程: ① 进油过程: 当悬架处于舒张过程中时, 液压油在增压包的作用下从液压油箱经过经单向阀 1 和相关油管进入到馈能液压缸的上腔, 完成进油过程。② 馈能过程: 当悬架处于压缩过程中时, 馈能液压缸中的活塞相对于簧载质量有向上运动的趋势, 使得上腔中产生

* 江苏省高校自然科学研究(05KJB580014)和江苏省交通厅交通科学研究(05T02)资助项目。20061205 收到初稿, 20070718 收到修改稿

一定的压力, 当此压力能使单向阀 2 与 5 开启时, 该压力油经过单向阀 2 与 5 及相关油管进入到液压蓄能器完成馈能过程; 同时馈能装置向簧载质量提供馈能阻尼力 F_f , 蓄能器中积蓄的液压能就可以供汽车上如液动力转向器等液压耗能部件使用。下腔馈能的工作原理与上腔馈能的工作原理相同。

2 馈能装置力学特性的理论分析

为了对馈能型悬架的使用性能(汽车的行驶平顺性)和馈能性能(节能性能)进行研究, 首先必须对馈能装置的力学特性进行正确地解析, 即准确获取由馈能装置结构所确定的与减振和馈能相关的结构参数。

与弹性元件的刚度 k_2 的相关研究^[4], 前人已经做得比较成熟, 主要对由馈能装置结构所确定的与减振和馈能相关的结构参数进行研究。

馈能型悬架作用在簧载质量上的馈能阻尼力 F_f 由馈能装置结构所确定的与减振和馈能相关的结构参数以及悬架系统的运动状态来共同决定, 因此可以通过解析 F_f 来实现解析馈能装置的力学特性, 进而获取由馈能装置结构所确定的结构参数。

馈能阻尼力 F_f 随着悬架系统的运动而发生变化, 悬架工作时的运动可被分为压缩行程、舒张行程和零速状态等三个状态, 压缩行程是当簧载质量与车轴间的相对运动速度 $\Delta v < 0$ 时的悬架运动状态; 舒张行程是当 $\Delta v > 0$ 时的悬架运动状态; 零速状态是 $\Delta v = 0$ 时的悬架运动状态。

如图 1 所示, 在管接头的油路长度短、形状不复杂, 管路半径与连接油管的管径相差不大的情况下, 可以将管接头等效成与它的油路长度相等、管径相等的油管来进行计算^[5]。

对 F_f 有影响由馈能装置结构确定的参数有: 馈能活塞的上、下压缩断面面积 A_u , A_1 ; 上腔能量反馈油路 u 段所有组成管路 u_1, u_2, \dots, u_{n_u} 的长度 $L_{u_1}, L_{u_2}, \dots, L_{u_{n_u}}$; 管路 u_1, u_2, \dots, u_{n_u} 的半径 $R_{u_1}, R_{u_2}, \dots, R_{u_{n_u}}$; 上腔能量反馈油路 a 段中单向阀 2 以内所有组成管路 a_1, a_2, \dots, a_{n_a} 的长度 $L_{a_1}, L_{a_2}, \dots, L_{a_{n_a}}$; 管路 a_1, a_2, \dots, a_{n_a} 的半径 $R_{a_1}, R_{a_2}, \dots, R_{a_{n_a}}$; 自单向阀 2 起的上腔能量反馈油路 c 段到与下腔能量反馈油路 d 的连接处之间所有组成管路 c_1, c_2, \dots, c_{n_c} 的长度 $L_{c_1}, L_{c_2}, \dots, L_{c_{n_c}}$; 管路 c_1, c_2, \dots, c_{n_c} 的半径 $R_{c_1}, R_{c_2}, \dots, R_{c_{n_c}}$; 下腔能量反馈油路 b 段所有组成管路 b_1, b_2, \dots, b_{n_b} 的半径

$L_{b_1}, L_{b_2}, \dots, L_{b_{n_b}}$; 管路 b_1, b_2, \dots, b_{n_b} 的半径 $R_{b_1}, R_{b_2}, \dots, R_{b_{n_b}}$; 自单向阀 3 起的下腔能量反馈油路 d 段到与上腔能量反馈油路 c 的连接处之间的所有组成管路 d_1, d_2, \dots, d_{n_d} 的长度 $L_{d_1}, L_{d_2}, \dots, L_{d_{n_d}}$; 管路 d_1, d_2, \dots, d_{n_d} 的半径 $R_{d_1}, R_{d_2}, \dots, R_{d_{n_d}}$; 自上腔能量反馈油路 c 段与下腔能量反馈油路 d 的连接处到蓄能器之间的所有组成管路 e_1, e_2, \dots, e_{n_e} 的长度 $L_{e_1}, L_{e_2}, \dots, L_{e_{n_e}}$; 管路 e_1, e_2, \dots, e_{n_e} 的半径 $R_{e_1}, R_{e_2}, \dots, R_{e_{n_e}}$; 单向阀与馈能功率调节器的开启压力 p_c, p_0 。

2.1 压缩行程中的馈能阻尼力

当 $\Delta v \leq 0$ 时, 馈能阻尼力 F_f 从压缩起点开始到压缩行程结束分为两个过程。

(1) 压缩刚开始, 当馈能液压缸内的压力 p_u 不能让单向阀 2 开启时, 能量反馈油路不反馈能量, 馈能活塞仅有向上运动的趋势, 即 $\Delta v = 0$, 此时悬架处于零速状态, F_f 的计算式为

$$F_f = A_u p_u \leq A_u (p_0 + 2p_c) \quad (1)$$

式中 p_u ——上腔馈能时馈能液压缸上腔中的压力

(2) 馈能活塞向上运动的趋势继续进行, 当 $p_u > p_0 + 2p_c$ 时, 单向阀 2 开启, 即 $\Delta v < 0$, 悬架开始馈能, 此时, F_f 主要由上腔能量反馈油路中的液压油流经管路 u_1, u_2, \dots, u_{n_u} 、管路 a_1, a_2, \dots, a_{n_a} 、管路 c_1, c_2, \dots, c_{n_c} 和管路 e_1, e_2, \dots, e_{n_e} 带来的管路压力损失决定的阻尼力和单向阀 2 开启时决定的阻尼力两部分组成; 另外, 馈能液压缸活塞的下压缩断面面积受进油油路中液压增压包的作用, 会对 F_f 产生一定的影响, 但液压增压包的输出压力较小, 在这里的研究中, 甚至小到可以忽略。

由于馈能活塞的运动速度比较小, 故可以将馈能液压缸和所有馈能油路中的液流当作层流^[5], 则上腔能量反馈油路的管路压力损失为

$$\sum \Delta p_U = \sum_{i=1}^{n_u} \Delta p_{u_i} + \sum_{i=1}^{n_a} \Delta p_{a_i} + \sum_{i=1}^{n_c} \Delta p_{c_i} + \sum_{i=1}^{n_e} \Delta p_{e_i} \quad (2)$$

式中 $\sum_{i=1}^{n_u} \Delta p_{u_i}$, $\sum_{i=1}^{n_a} \Delta p_{a_i}$, $\sum_{i=1}^{n_c} \Delta p_{c_i}$, $\sum_{i=1}^{n_e} \Delta p_{e_i}$ 分别为液压油流经管路 u_1, u_2, \dots, u_{n_u} 、管路 a_1, a_2, \dots, a_{n_a} 、管路 c_1, c_2, \dots, c_{n_c} 和管路 e_1, e_2, \dots, e_{n_e} 带来的管路压力损失。

$$\sum_{i=1}^{n_u} \Delta p_{u_i} = \sum_{i=1}^{n_u} \frac{\eta}{Re_{u_i}} \frac{L_{u_i}}{2R_{u_i}} \frac{\rho v_{u_i}^2}{2} \quad (3)$$

式中 η —— 常系数^[5], 理论值为 64, 考虑到液压油在流动中夹杂着油温的变化等问题, 当管路为金属管时取 75; 当管路为橡胶软管时取 80
 ρ —— 液压油的密度
 Re —— 雷诺数

$$Re_{u_i} = \frac{2v_{u_i} R_{u_i}}{\nu} \quad (4)$$

式中 ν —— 液压油的运动粘度
 v_{u_i} —— 管路 u_i 中的流速

由于馈能悬架在馈能的过程中, 馈能的流量 Q_u 是不变的, 故有

$$Q_u = A_u |\Delta v| = \pi R_{u_i}^2 v_{u_i} = \pi R_{a_j}^2 v_{a_j} \quad (5)$$

式中 v_{a_j} —— 管路 a_j 中的流速

将式(4)、(5)代入式(3)有

$$\sum_{i=1}^{n_u} \Delta p_{u_i} = \sum_{i=1}^{n_u} \frac{\nu \eta \rho |\Delta v| A_u L_{u_i}}{8\pi R_{u_i}^4} \quad (6)$$

同样可以求出 $\sum_{i=1}^{n_a} \Delta p_{a_i}$ 、 $\sum_{i=1}^{n_c} \Delta p_{c_i}$ 、 $\sum_{i=1}^{n_e} \Delta p_{e_i}$

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^{n_a} \Delta p_{a_i} = \sum_{i=1}^{n_a} \frac{\nu \eta \rho |\Delta v| A_u L_{a_i}}{8\pi R_{a_i}^4} \\ \sum_{i=1}^{n_c} \Delta p_{c_i} = \sum_{i=1}^{n_c} \frac{\nu \eta \rho |\Delta v| A_u L_{c_i}}{8\pi R_{c_i}^4} \\ \sum_{i=1}^{n_e} \Delta p_{e_i} = \sum_{i=1}^{n_e} \frac{\nu \eta \rho |\Delta v| A_u L_{e_i}}{8\pi R_{e_i}^4} \end{cases} \quad (7)$$

将式(6)、(7)代入式(2)后整理有

$$\sum \Delta p_U = \frac{\nu \eta \rho |\Delta v| A_u}{8\pi} \left(\sum_{i=1}^{n_u} \frac{L_{u_i}}{R_{u_i}^4} + \sum_{i=1}^{n_a} \frac{L_{a_i}}{R_{a_i}^4} + \sum_{i=1}^{n_c} \frac{L_{c_i}}{R_{c_i}^4} + \sum_{i=1}^{n_e} \frac{L_{e_i}}{R_{e_i}^4} \right) \quad (8)$$

对整个悬架系统进行受力分析, 可知馈能液压缸对汽车簧载质量的馈能阻尼力 F_f 为

$$F_f = A_u p_u \quad (9)$$

$$p_u = p_0 + 2p_c + \sum \Delta p_U \quad (10)$$

将式(8)、(10)代入式(9)有

$$F_f = A_u (p_0 + 2p_c) + \frac{\nu \eta \rho |\Delta v| A_u^2}{8\pi} \left(\sum_{i=1}^{n_u} \frac{L_{u_i}}{R_{u_i}^4} + \sum_{i=1}^{n_a} \frac{L_{a_i}}{R_{a_i}^4} + \sum_{i=1}^{n_c} \frac{L_{c_i}}{R_{c_i}^4} + \sum_{i=1}^{n_e} \frac{L_{e_i}}{R_{e_i}^4} \right) \quad (11)$$

令

$$C_{uv} = \frac{\nu \eta \rho A_u^2}{8\pi} \left(\sum_{i=1}^{n_u} \frac{L_{u_i}}{R_{u_i}^4} + \sum_{i=1}^{n_a} \frac{L_{a_i}}{R_{a_i}^4} + \sum_{i=1}^{n_c} \frac{L_{c_i}}{R_{c_i}^4} + \sum_{i=1}^{n_e} \frac{L_{e_i}}{R_{e_i}^4} \right) \quad (12)$$

则压缩行程中馈能阻尼力 F_f 的数学表达式为

$$\begin{cases} F_f \leq A_u (p_0 + 2p_c) & \Delta v = 0 \\ F_f = -C_{uv} \Delta v + A_u (p_0 + 2p_c) & \Delta v < 0 \end{cases} \quad (13)$$

2.2 舒张行程中的馈能阻尼力

当馈能型悬架处于舒张行程中时, 参照式(13)可求得舒张行程中馈能阻尼力 F_f 为

$$\begin{cases} F_f \geq -A_u (p_0 + 2p_c) & \Delta v = 0 \\ F_f = -C_{lv} \Delta v - A_u (p_0 + 2p_c) & \Delta v > 0 \end{cases} \quad (14)$$

式中

$$C_{lv} = \frac{\nu \eta \rho A_l^2}{8\pi} \left(\sum_{i=1}^{n_l} \frac{L_{l_i}}{R_{l_i}^4} + \sum_{i=1}^{n_b} \frac{L_{b_i}}{R_{b_i}^4} + \sum_{i=1}^{n_d} \frac{L_{d_i}}{R_{d_i}^4} + \sum_{i=1}^{n_e} \frac{L_{e_i}}{R_{e_i}^4} \right) \quad (15)$$

2.3 馈能阻尼力完整的表达式

综合式(13)~(15)可以得出馈能型悬架的馈能阻尼力 F_f 的完整表达式为

$$\begin{cases} F_f = -C_{lv} \Delta v - A_u (p_0 + 2p_c) & \Delta v > 0 \\ -A_u (p_0 + 2p_c) \leq F_f \leq A_u (p_0 + 2p_c) & \Delta v = 0 \\ F_f = -C_{uv} \Delta v + A_u (p_0 + 2p_c) & \Delta v < 0 \end{cases} \quad (16)$$

根据式(16)可知: 馈能阻尼力 F_f 的解析式中, 与 Δv 的乘积项 C_{uv} 、 C_{lv} 具有粘性阻尼性质, 而剩下的部分具有类似库伦阻尼性质, 即与传统的悬架相比, 馈能型悬架多了一个类似库伦阻尼参数, 它与回收振动能量相关。

令馈能型悬架结构所确定的粘性阻尼参数和类似库伦阻尼参数分别为 c 、 F_0 , 则有

$$\begin{cases} c = C_{lv} & \Delta v > 0 \\ c = 0 & \Delta v = 0 \\ c = C_{uv} & \Delta v < 0 \end{cases} \quad (17)$$

$$\begin{cases} F_0 = -A_u (p_0 + 2p_c) & \Delta v > 0 \\ -A_u (p_0 + 2p_c) \leq F_0 \leq A_u (p_0 + 2p_c) & \Delta v = 0 \\ F_0 = A_u (p_0 + 2p_c) & \Delta v < 0 \end{cases} \quad (18)$$

3 馈能装置力学特性的试验测定

为了检验馈能装置的力学特性是否与理论分析结果相吻合, 并建立馈能阻尼力与馈能功率调节器、馈能液压缸活塞运动速度之间的关系, 馈能装置的室内台架试验参照 QC/T545-1999《汽车筒式减

振器台架试验方法》，激振头的输入为正弦信号，振幅为 50 mm，采用的激振频率依次为 0.5、1.0、1.5、2.0、2.5 Hz，考察馈能装置在不同馈能功率和不同激振频率的动态特性。

试验用馈能液压缸的缸径和活塞杆的直径分别为 32、18 mm，则有

$$\begin{cases} A_u = 8.042 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \\ A_f = 5.497 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \end{cases} \quad (19)$$

各单向阀的开启压力为 0.05 MPa，液压增压包的最大流量为 60 L/min，所有液压油管的规格为 $\phi 13 \text{ mm}$ ，试件按铅垂方向安装，试件液压油温度为 $40 \text{ }^\circ\text{C} \pm 2 \text{ }^\circ\text{C}$ ，试验现场见图 2。



图 2 馈能装置力学特性的试验现场图

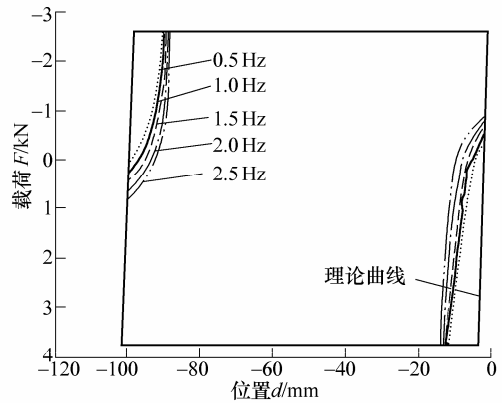
在此试验条件下，可以认为：由于采用管径较大的液压油管，且各液压油管的长度较短时，则由液压油管带来的具有粘性阻尼性质的管路损失就可以小到被忽略，即本试验测定的重点是传统悬架所不具有的那个类似库伦阻尼参数；如果进入到馈能液压缸的液压油具有一定的压力，则液压油可以被认为是不可压缩的。

试验采用美国 INSTRON 公司 8800 数控液压伺服振动测试系统，它包括微机 1 台、信号采集装置 1 套(含力传感器、位移传感器和 A/D 转换器)、伺服液压油源 1 套以及激振头 1 只。

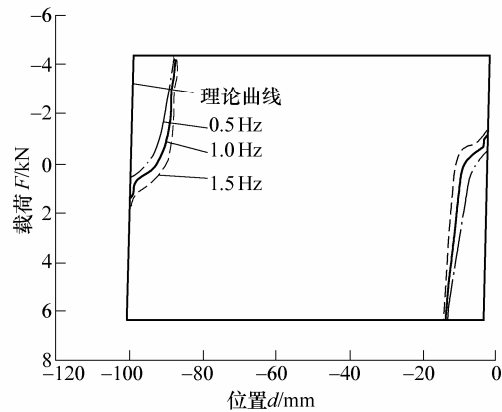
将 p_0 调至 4.7、8.0 MPa，则各单向阀的开启压力可以被忽略，此时，式(16)则变成

$$\begin{cases} F_f = -A_f p_0 & \Delta v > 0 \\ -A_f p_0 \leq F_f \leq A_u p_0 & \Delta v = 0 \\ F_f = A_u p_0 & \Delta v < 0 \end{cases} \quad (20)$$

馈能装置在各试验频率下的示功图、速度特性曲线和相对应的理论曲线见图 3、4。

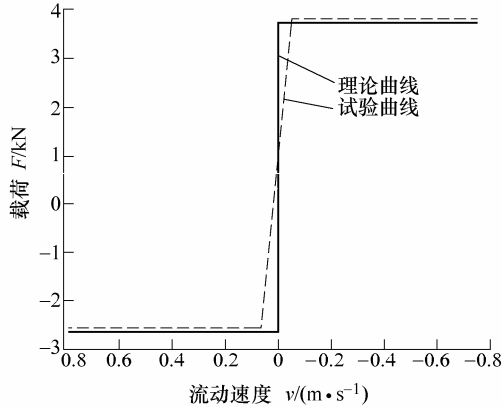


(a) 调节压力为 4.7 MPa 时馈能装置的示功曲线

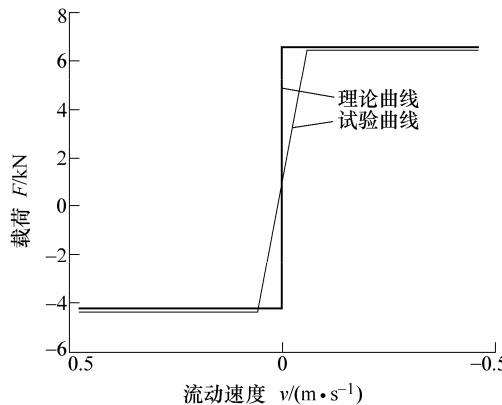


(b) 调节压力为 8.0 MPa 时馈能装置的示功曲线

图 3 馈能装置在各试验频率下的示功图



(a) 调节压力为 4.7 MPa 时馈能装置的速度特性曲线



(b) 调节压力为 8.0 MPa 时馈能装置的速度特性曲线

图 4 馈能装置在各试验频率下的速度特性图

$$F=(F_0) \quad W=(q)$$

4 馈能装置的试验结果分析

从图3可以看出，当馈能液压缸的活塞处于回程的起点时，示功图曲线发生明显的畸变，畸变发生的原因是由在活塞处于回程的起点处时，馈能液压缸与试验台架横梁和激振头之间的联接橡皮圈的弹性间隙、台架横梁与横梁的安装支座、横梁的安装支座与台架立柱之间的安装间隙(图2)、以及激振头的运动间隙引起的系统误差导致的，同样的畸变也发生在使用该试验台的其他试验上^[6]。

图4中的速度特性曲线图是消除了试验的系统误差后的结果：速度特性曲线图中，当速度的值在一个很小的范围内 $[-\delta, \delta]$ ，试验曲线与理论曲线不重合，而呈现为一条斜率很大的且通过零点的折线。这是由当活塞处于回程的起点处，刚进入馈能液压缸的液压油被压缩，在 $[-\delta, \delta]$ 表现出压缩刚度而引起的。由于这个压缩刚度很大，因此与前文中的关于“进入到馈能液压缸的液压油具有一定的压力，则液压油可以被认为是不可压缩的”的假设相吻合。

据图3、4可以判定：馈能装置力学特性的试验测定结果和理论分析结果相吻合，即关于馈能装置力学特性的理论解析结果是正确的。

5 馈能型悬架的动力学模型

对如图1所示中的馈能型悬架进行动力学分析，可以得到描述馈能型悬架运动的微分方程

$$\begin{cases} m_1 \ddot{z}_1 = -k_1(z_1 - q) + k_2(z_2 - z_1) - F_f \\ m_2 \ddot{z}_2 = -k_2(z_2 - z_1) + F_f \end{cases} \quad (21)$$

令矢量

$$X=(x_1, x_2, x_3, x_4)^T$$

式中 $x_1=z_1 \quad x_2=z_2 \quad x_3=\dot{z}_1 \quad x_4=\dot{z}_2$

将 $X=(x_1, x_2, x_3, x_4)^T$ 和式(16)、(17)、(19)、(20)代入式(21)，得到馈能型悬架的状态方程

$$\dot{X} = AX + BF + GW \quad (22)$$

式中

$$A = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{k_1+k_2}{m_1} & \frac{k_2}{m_1} & -\frac{c}{m_1} & \frac{c}{m_1} \\ \frac{k_2}{m_2} & -\frac{k_2}{m_2} & \frac{c}{m_2} & -\frac{c}{m_2} \end{pmatrix}$$

$$B = \begin{pmatrix} 0 & 0 & -\frac{1}{m_1} & \frac{1}{m_2} \end{pmatrix}^T \quad G = \begin{pmatrix} 0 & 0 & \frac{k_1}{m_1} & 0 \end{pmatrix}^T$$

6 某重型汽车的数值仿真

某重型汽车悬架系统参数为： $m_1=350 \text{ kg}$ ， $k_1=3 \text{ MN/m}$ ， $m_2=5 \text{ 000 kg}$ ， $k_2=505 \text{ kN/m}$ ， $c=30 \text{ 150 N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$ ， $f_d=8 \text{ mm}$ 。

如果汽车最常使用的工况是以 72 km/h 速度在 C 级路面上行驶，那么路面的速度输入的功率谱密度和方均值分别为

$$\begin{cases} G_{\dot{q}}(f)|_{C/20} = 4\pi^2 G_q(n_0)n_0^2 u = 0.002 \quad \text{m}^2/\text{s} \\ \sigma_{\dot{q}}^2|_{C/20} = \int_{0.01 \times 20}^{2.83 \times 20} G_{\dot{q}}(f)df = 0.112 \text{ 8} \quad \text{m}^2/\text{s}^2 \end{cases}$$

根据对馈能型悬架的频率响应特性进行分析的结果可知：类似库伦阻尼参数 F_0 上下限的绝对均值 $|\bar{F}_0|$ 和相对粘性阻尼系数 ξ 应按式(23)选取

$$\begin{cases} |\bar{F}_0| = \lambda \sigma_{q\min} (\sqrt{2}\omega_0)^2 m_2 \quad \lambda \in [0.6, 1.1] \\ \xi \in [0.01, 0.10] \end{cases} \quad (23)$$

式中 $\sigma_{q\min}$ ——汽车最常使用路况路面不平度的方均根下限

ω_0 ——悬架系统的固有频率

如果 $|\bar{F}_0|$ 、 ξ 的取值为

$$\begin{cases} |\bar{F}_0| = 0.8 \sigma_{q\min} (\sqrt{2}\omega_0)^2 m_2 \\ \xi = 0.03 \end{cases}$$

$$\begin{cases} p_0 = 12.862 \text{ MPa} \\ F_0 = -7 \text{ 071.2 N} \quad \Delta v > 0 \\ -7 \text{ 071.2 N} \leq F_0 \leq 10 \text{ 344 N} \quad \Delta v = 0 \\ F_0 = 10 \text{ 344 N} \quad \Delta v < 0 \\ c = 3 \text{ 015 N}\cdot\text{m/s} \end{cases} \quad (24)$$

利用科学计算语言 Matlab 6.5 编程进行数值仿真，仿真时间长 40 s，根据式(22)、(24)进行数值仿真，图5是馈能型悬架与原被动悬架的簧载质量加

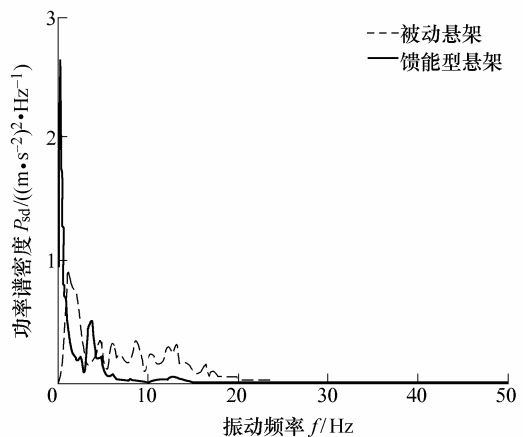


图5 簧载质量加速度的功率谱密度比较图

速度的功率谱密度比较图, 下表中是悬架使用性能和馈能性能各指标比较的统计结果。

表 悬架综合性能指标比较的统计表

性能指标	被动悬架	馈能型悬架
簧载质量加速度最大值 $a_{2,max}/(m \cdot s^{-2})$	8.056 4	6.638 2
簧载质量加速度有效值 $\sigma_{a_2}/(m \cdot s^{-2})$	2.164 0	1.895 8
车轮动载荷最大值 $F_{d,max}/N$	52 056	56 343
车轮动载荷有效值 σ_{F_d}/N	13 269	12 528
动行程最大值 $f_{d,max}/m$	0.039 3	0.051 7
动行程有效值 σ_{f_d}/m	0.012 4	0.014 5
吸收发动机的平均功率 P_{all}/kW	2.527 2	2.523 5
平均回收功率 P_r/kW	0	2.113 3
平均损耗功率 P_c/kW	2.527 2	0.410 2

7 结论

(1) 使用馈能型悬架后, 悬架动行程的最大值有所变大, 但远小于限位行程, 即常用工况下悬架限位块不会相互撞击; 车轮动载荷最大值和有效值与动行程有效值变化不大; 但汽车行驶平顺性的主要评价指标——簧载质量加速度的最大值和有效值大幅度减小。因此, 使用馈能型悬架可以大幅度改善汽车的行驶平顺性。

(2) 两种悬架吸收发动机的平均功率基本相当(悬架系统中的振动能量是在路面不平度的作用下从汽车传动系中吸收, 即源于发动机), 但馈能型悬架的平均损耗功率仅为被动悬架的 16%。因此, 使用馈能型悬架可以大幅度改善汽车的燃油经济性。

文中的试验及分析表明: 使用馈能型悬架来提高汽车的行驶平顺性和燃油经济性在理论上是可行的。

参 考 文 献

- [1] SOHN H C, HONG K T. An adaptive LQG control for semi-active suspension systems[J]. International Journal of Vehicle Design, 2004, 34(4): 309-326.
- [2] PEARCE C E M, THOMPSON A G. Spectral decomposition methods for the computation of RMS values in an active suspension[J]. Vehicle System Dynamics, 2004, 46(6): 395-411.
- [3] 陈士安, 刘红光, 陆森林, 等. 汽车主动悬架四自由度模糊控制系统研究[J]. 江苏理工大学学报(自然科学版),

2001, 22(1): 31-35.

- [4] 余志生. 汽车理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004.
- [5] 章宏甲. 液压传动[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005.
- [6] 陈杨. 车辆半主动悬架系统控制与试验研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2004.

NEW RECLAIMING ENERGY SUSPENSION AND ITS WORKING PRINCIPLE

CHEN Shian HE Ren LU Senlin
(School of Automobile and Traffic Engineering,
Jiangsu University, Zhenjiang 212013)

Abstract: In order to reclaim vibration energy dissipated by damper in automobile suspension, a new reclaiming energy suspension able to reduce vibration and reclaim vibration energy is firstly presented and its working principle is researched. Mechanical behavior of hydraulic reclaiming energy device, the key component of reclaiming energy suspension, is studied according to hydraulic theory and tested, and that mechanical behavior of the device is embodied by a viscosity damping parameter and an analogous Coulomb damping parameter from analyzing the reclaiming energy force the device puts on sprung mass. Reclaiming energy suspension's dynamics model and simulation under the condition that automobile is running on class C road surface in a 72 km/h velocity are studied. The simulation results show that power from engine drawn by reclaiming energy suspension is less than the one by traditional passive suspension slightly, 84% of power from engine is reclaimed by the reclaiming energy device, and automobile riding comfort of reclaiming energy suspension is obviously better than the one of passive suspension. So to use reclaiming energy suspension to improve automobile riding comfort and fuel economic is feasible.

Keywords: Automobile Suspension

Reclaiming energy suspension

Mechanical behavior Numeric simulation

作者简介: 陈士安, 男, 1973 年出生, 工学博士。主要研究方向为汽车综合节能技术、振动与噪声控制技术。

E-mail: chenshian73@ujs.edu.cn